

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ АЛЕКСАНДРА I»**

М.Ю. Кудрин, Н.С. Кузнеченков

**ТЕПЛОЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Задание и методические указания к курсовой работе  
по дисциплине  
«Нагнетатели и тепловые двигатели»

Санкт - Петербург  
2016

## Оглавление

1. Цели выполнения курсовой работы и правила оформления .....	3
2. Задание на курсовой проект.....	3
2.1.Содержание проекта .....	3
2.2.Принятые условные обозначения.....	4
2.3.Исходные данные.....	5
3. Методические указания. ....	7
3.1.Определение основных параметров рабочего процесса дизеля. ....	7
3.2.Построение индикаторной диаграммы рабочего процесса дизеля.....	15
3.3.Динамический расчет шатунно-кривошипного механизма.....	18
4. Библиографический список .....	24

## 1. Цели выполнения курсовой работы и правила оформления

Цель выполнения курсовой работы - усвоение методов теплового и динамического расчёта двигателей внутреннего сгорания, ознакомление с устройством и принципом их работы.

Курсовая работа оформляется по установленным правилам в виде подробной пояснительной записки и чертежа одного из узлов дизеля.

Пояснительная записка оформляется на белых листах формата А4 аккуратно, на одной стороне листа с соблюдением полей шириной 25 мм (со всех сторон).

При выборе требуемых расчётных величин, использовании таблиц, формул, справочных материалов необходимо делать ссылку на источник информации.

Все рисунки выполняются на миллиметровке, аккуратно, с соблюдением масштаба, и должны иметь подрисовочные подписи.

На осях координат должны быть указаны буквенные обозначения откладываемых величин с размерностями и числовые шкалы этих величин.

Расчёт выполняется с использованием Международной системы единиц измерений (СИ).

Расчётные формулы следует писать в алгебраическом виде, подставлять в них числовые значения и приводить лишь окончательный результат без промежуточных вычислений.

Все буквенные обозначения, входящие в формулу, поясняются в экспликации к ней.

Вычисления следует производить с точностью до **четырёх** значащих цифр.

Страницы пояснительной записки, таблицы и все рисунки, вшитые в неё, нумеруются.

Пояснительная записка и чертёж должны быть подписаны исполнителем курсового проекта.

Чертёж узла дизеля выполняется на бумаге формата А2. Спецификация к чертежу вкладывается последним листом в пояснительную записку.

Числовые значения величин, необходимых для выполнения курсового проекта, берутся из таблиц 1 и 2 для своего варианта, соответствующего номеру студента в списочном составе учебной группы по журналу.

## 2. Задание на курсовой проект

### 2.1. Содержание проекта

Курсовой проект по дисциплине "Нагнетатели и тепловые двигатели" включает в себя следующее:

- описание общей компоновки дизеля-аналога, его силовой схемы, отдельных узлов и характеристик.
- определение основных параметров рабочего процесса двигателя;

расчёт мощности, расхода топлива, воздуха и газов.

- построение индикаторной диаграммы рабочего процесса в  $P-v$  координатах (*давление-объем*).
- расчёт сил, действующих в шатунно-кривошипном механизме дизеля, и построение графиков зависимости этих сил от угла поворота коленчатого вала.
- выполнение чертежа узла двигателя в сборе согласно своему варианту и краткое описание назначения, устройства и принципа работы узла.

## 2.2. Принятые условные обозначения

$D$  - диаметр цилиндра, м;

$S$  - ход поршня, м;

$Z$  — число цилиндров;

$\tau$  - тактность;

$n$  - частота вращения коленчатого вала, об/с;

$\eta_m$  - механический к.п.д. двигателя;

$\alpha$  - коэффициент избытка воздуха для сгорания топлива;

$\varphi$  - коэффициент продувки;

$X$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

$\varepsilon, \varepsilon_v$  - геометрическая и действительная степени сжатия двигателя;

$P_z$  - наибольшее давление сгорания, МПа;

$\gamma$  - коэффициент остаточных газов;

$\xi$  - коэффициент выделения теплоты;

$M_p$  - масса поршня в сборе, кг;

$M_{ш}$  - масса шатуна в сборе, кг;

$C, H, O, S$  - элементарный состав дизельного топлива в долях массы;

$P, V, ВДП$  - рядная,  $V$ -образная компоновки дизеля или со встречно движущимися поршнями;

$Q_n$  - низшая теплота сгорания дизельного топлива, кДж/кг;

$n_1, n_2$  - показатели политропы сжатия и расширения;

$P_k, T_k$  - параметры воздуха перед впускными органами, МПа и К;

$P_C, T_C$  - параметры воздуха в конце сжатия, МПа и К;

$P_i$  - среднее индикаторное давление, МПа;

$N_e$  - эффективная мощность, кВт;

$b_e$  - удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч).

### 2.3. Исходные данные

Исходные данные для выполнения курсового проекта берутся из табл. 1 и 2 для своего варианта.

Таблица 1

**Числовые значения исходных параметров**

Параметры	Значения параметров по вариантам														
	1 (16)	2 (17)	3 (18)	4 (19)	5 (20)	6 (21)	7 (22)	8 (23)	9 (24)	10 (25)	11 (26)	12 (27)	13 (28)	14 (29)	15 (30)
$\tau$	4	4	4	2	4	2	4	2	4	4	2	4	4	4	4
$i$	6	8	12	12	16	10	16	16	20	6	10	6	16	12	12
$n$	12,5	16,67	16,67	12,5	16,67	14,15	16,67	13,0	18,33	12,3	14,15	16,65	16,65	25,0	14,15
$D$	0,318	0,26	0,26	0,23	0,26	0,207	0,26	0,23	0,26	0,318	0,207	0,25	0,25	0,18	0,25
$S$	0,33	0,26	0,26	0,30	0,26	2x0,254	0,26	0,30	0,26	0,33	2x0,254	0,27	0,27	0,20	0,27
$\varphi$	1,05	1,05	1,05	1,5	1,05	1,5	1,05	1,5	1,05	1,25	1,5	1,25	1,2	1,25	1,2
$\eta_m$	0,81	0,85	0,88	0,82	0,87	0,81	0,88	0,82	0,88	0,84	0,77	0,83	0,90	0,853	0,89
$a$	1,8	1,83	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	2,01	2,05	1,92	1,85	2,1	1,92	2,1	2,1
$\lambda$	1/4	1/4,8	1/4,8	1/4,6	1/4,8	1/5,0	1/5,2	1/4,1	1/4,3	1/4,3	1/4,6	1/5,0	1/5,0	1/4,5	1/4,4
$\varepsilon$	12,5	12,2	12,2	15,7	12,2	18,6	12,2	15,7	12,2	12,2	18,7	13,0	11,5	13,5	13,0
$\varepsilon_v$	-	-	-	13,5	-	15,1	-	13,5	-	-	15,1	-	-	-	-
$\gamma$	0,02	0,03	0,03	0,10	0,03	0,06	0,03	0,10	0,04	0,02	0,05	0,02	0,03	0,03	0,02
$P_z$	6,5	11,0	11,0	10,8	11,0	10,0	12,5	11,0	13,0	5,6	8,0	11,0	11,5	9,0	11,5
$\xi$	0,82	0,80	0,82	0,80	0,82	0,80	0,82	0,80	0,82	0,80	0,75	0,80	0,80	0,80	0,82
$M_n$	54	32	32	46,2	32	35,5	32	46,2	32	54	35,5	50	50	16	50
$M_{uu}$	98	60	60	54,3	60	38,4	60	54,3	60	98	38,4	86	86	31	86
$n1$	1,37	1,35	1,35	1,34	1,35	1,33	1,35	1,39	1,35	1,37	1,33	1,39	1,36	1,39	1,36
$n2$	1,22	1,27	1,27	1,25	1,27	1,24	1,27	1,28	1,27	1,21	1,24	1,29	1,29	1,29	1,29

Таблица 2

Параметры воздуха во впускном коллекторе дизеля и элементарный состав топлива

Варианты	Параметры					
	Л,МПа	$T_k, K$	C	H	O	S
1(16)	0,163 (0,160)	321(318)	0,86	0,13	0,01	-
2 (07)	0,180 (0,178)	343 (340)	0,86	0,13	0,008	0,002
3(18)	0,246 (0,240)	343(338)	0,85	0,14	0,005	0,005
4(19)	0,200 (0,201)	370 (365)	0,85	0,13	0,015	0,005
5(20)	0,200 (0,195)	338 (330)	0,85	0,14	0,01	-
6(21)	0,220 (0,210)	346 (342)	0,85	0,13	0,01	0,01
7(22)	0,200 (0,190)	338(331)	0,862	0,135	0,001	0,002
8(23)	0,223 (0,220)	380 (377)	0,861	0,132	0,006	0,001
9(24)	0,310 (0,320)	338 (342)	0,855	0,135	0,010	-
10(25)	0,135 (0,130)	318(314)	0,85	0,14	0,007	0,003
11(26)	0,135 (0,140)	342 (350)	0,861	0,124	0,013	0,002
12(27)	0,250 (0,240)	358 (353)	0,858	0,141	0,001	-
13 (28)	0,290 (0,280)	365 (359)	0,857	0,13	0,013	-
14(29)	0,170 (0,160)	318(313)	0,852	0,14	0,01	-
15(30)	0,230 (0,220)	365 (359)	0,860	0,131	0,006	0,003

### 3. Методические указания.

#### 3.1. Определение основных параметров рабочего процесса дизеля.

Первоначальной задачей является определение давлений и температур рабочего тела в цилиндре в характерных точках индикаторной диаграммы и установление закономерностей изменения этих параметров в промежуточных точках.

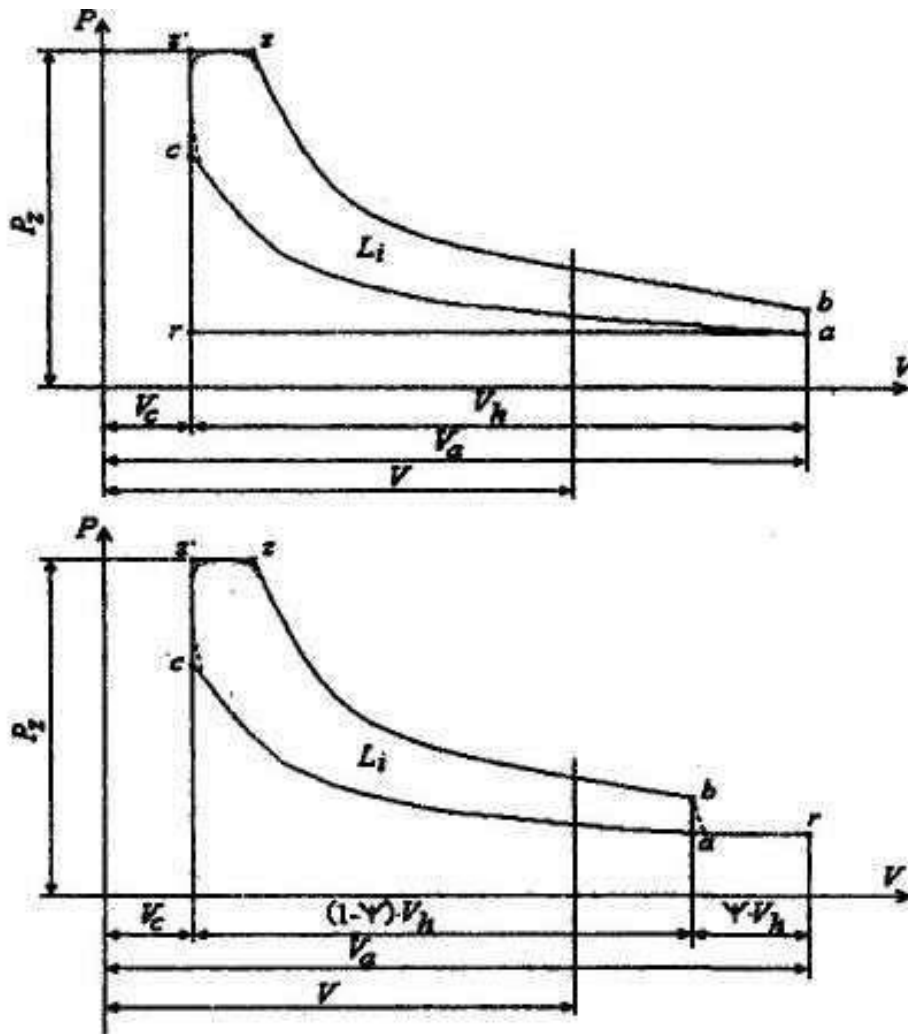


Рис.1. Индикаторные диаграммы дизелей в координатах  $P$ - $V$ :  
 $a$  - четырехтактный дизель;  $b$  - двухтактный дизель

Индикаторная диаграмма представляет собой зависимость давлений в цилиндре  $P$  от его объёма  $V$  или угла поворота кривошипа  $\varphi$ . Характерными точками расчётной индикаторной диаграммы четырёхтактного и двухтактного дизелей (рис. 1,  $a, б$ ) являются:

*a* - начало сжатия рабочего тела;  
*c* - конец сжатия и начало сгорания;  
*z* - конец сгорания и начало расширения;  
*b* - конец расширения рабочего тела.

У четырёхтактного дизеля (рис. 1, а) точки *a* и *b* соответствуют наибольшему объёму цилиндра  $V_a$ , определяемому при положении поршня в нижней мёртвой точке (НМТ); у двухтактного дизеля (рис. 1, б) точки *a* и *b* соответствуют наибольшему объёму цилиндра  $V_a$ . Точка *c* всегда соответствует наименьшему объёму цилиндра  $V_c$ , определяемому положением поршня в верхней мёртвой точке (ВМТ); для дизеля со встречно движущимися поршнями (ВДП) точка *c* соответствует внутренней объёмной мёртвой точке положения поршней (ВОМТ).

Определим объёмы цилиндра, соответствующие точкам *a*, *b* и *c* индикаторной диаграммы.

Рабочий объем цилиндра, м<sup>3</sup>,

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S$$

Для двухтактного дизеля с ВДП (табл. 1, вариант 6, 11, 21, 26) вместо *S* подставляется двойной ход поршня 2х0,254 м.

Геометрическая степень сжатия  $\varepsilon$  есть отношение наибольшего объёма цилиндра  $V_{\max}$  к наименьшему  $V_{\min}$ , т. е.:

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}$$

Действительная степень сжатия  $\varepsilon_v$  есть отношение объёма цилиндра, соответствующего положению поршня:

$$\varepsilon_v = \frac{V + (1 + \psi) \cdot V}{V_c}$$

Из выражения для *c* определяем объем камеры сжатия, м<sup>3</sup>, в момент закрытия органов газораспределения (клапанов или окон), к наименьшему объёму цилиндра.

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$$

где:  $\varepsilon$  - задана (см. табл. 1).

Для двухтактного дизеля доля потеряннного хода поршня на процессы газообмена  $\psi$  определяется из соотношения, связывающего геометрическую  $\varepsilon$  и действительную  $\varepsilon_v$  степени сжатия:

$$1 - \psi = \frac{\varepsilon_v - 1}{\varepsilon - 1}$$

где:  $\varepsilon_v$  - задана (см. табл. 1).

Определения геометрической  $\varepsilon$  и действительной  $\varepsilon_v$  степеней сжатия справедливы как для четырёхтактного, так и для двухтактного дизеля. У двухтактного дизеля значительная доля хода поршня затрачивается на процессы газообмена. Поэтому фактическое начало процесса сжатия совпадает с моментом закрытия органов газораспределения (точка  $a$  на рис. 1,б), которому соответствует объем  $V_a$ , не совпадающий с НМТ. У четырёхтактного дизеля впускной клапан обычно также закрывается с запаздыванием после НМТ. Однако при закрытии впускного клапана в процессе сжатия, когда поршень движется от НМТ к ВМТ, проходное сечение быстро уменьшается. Поэтому условно принимают, что у четырёхтактного дизеля начало процесса сжатия совпадает с НМТ (точка  $a$  на рис. 1,д).

Определим теперь объёмы цилиндра, соответствующие точкам  $a$  и  $b$ :  
четырёхтактный дизель:

$$V_{\diamond} = V_{\diamond} = V_{\diamond} + V_h$$

двухтактный дизель:

$$V_{\diamond} = V_{\diamond} = V_{\diamond} + (1 - \psi) \cdot$$

$$V_h$$

При расчёте рабочего процесса используют много опытных коэффициентов. Соответствие между опытными и расчётными данными существенно зависит от выбора этих коэффициентов.

Давление в начале сжатия по опытным данным принимают:

четырёхтактный дизель -  $P_a = (0,9 - 0,96) \cdot P_k$  ;

двухтактный дизель -  $P_a = (0,95—1,05) \cdot P_k$ , где  $P_k$  задано (табл. 2).

Коэффициентом остаточных газов  $\gamma$  называется отношение количества остаточных газов  $M_r$  к количеству свежего воздуха, т. е.

$$\gamma = \frac{M_r}{M_1}$$

$$M_1$$

Температура рабочего тела в начале сжатия

$$T_{\diamond} = \frac{T_k + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma}$$

где  $T_k$  - температура воздуха перед впускными органами дизеля (задана, см. табл. 2);

$\Delta T$  - подогрев воздуха от стенок цилиндра, К;

$\gamma$  - задан (см. табл. 1);

$T_r$  - температура остаточных газов, К.

По опытным данным можно принять:

$$\Delta T = 10-15;$$

$T_r = 800-900$  К - четырехтактный дизель;

$T_r = 700-800$  К - двухтактный дизель.

Коэффициентом наполнения  $\eta_v$  называют отношение действительного количества воздуха, поступившего в цилиндр к началу сжатия, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме  $V_h$  (для четырехтактного дизеля) или полезном объеме  $(1 - \psi) \cdot V_h$  (для двухтактного дизеля) при параметрах воздуха перед впускными органами — давлении  $P_k$  и температуре  $T_k$ .

Коэффициент наполнения для четырёхтактного дизеля определяется из выражения:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon_{(v)}}{\varepsilon_{(v)} - 1} \cdot \frac{P_a \cdot T_k}{P_k \cdot T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma}.$$

Для двухтактного дизеля в этом выражении вместо геометрической степени сжатия  $\varepsilon$  подставляется действительная степень сжатия  $\varepsilon_v$ .

Коэффициент наполнения для двухтактного дизеля, отнесённый к рабочему объёму цилиндра,

$$\eta_{vh} = \eta_v \cdot (1 - \psi).$$

Как следует из определения, коэффициент наполнения четырёх- и двухтактного дизеля учитывает параметры рабочего тела в начале сжатия ( $P_a$ ,  $T_a$ ).

Давление и температура воздуха в конце сжатия определяются по формулам:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon_{(v)}^n;$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon_{(v)}^{n-1},$$

где  $\varepsilon_{(v)}$  - степень сжатия (геометрическая  $\varepsilon$  - четырехтактный дизель или действительная  $\varepsilon_v$  - двухтактный дизель);

$n$ , - средний показатель политропы сжатия (задан, см. табл. 1).

Величина  $\eta_1$ , зависит от интенсивности охлаждения цилиндра и его газоплотности: меньшее значение  $\eta_1$  соответствует дизелю при

интенсивном охлаждении цилиндров и меньшей их газоплотности.

Параметры конца сгорания (точка z) характеризуются давлением  $P_z$  и температурой  $T_z$ ; при этом  $P_z$  задано (см. табл. 1). Прежде чем определить температуру  $T_z$ , необходимо вычислить некоторые характерные величины, относящиеся к процессу сгорания. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг топлива,

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right),$$

где C, H, S и O - элементарный состав топлива, задан (см. табл. 2).

Низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг, определяется по формуле Менделеева:

$$Q_H = 33950 \cdot C + 103000 \cdot H - 10900 \cdot (O + S).$$

Химический коэффициент молекулярного изменения  $\mu_0$  характеризует относительное увеличение числа молей продуктов сгорания по сравнению с числом молей воздуха, участвующего в сгорании.

$$\mu_0 = 1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0} \cdot \left( \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right),$$

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}.$$

Степень повышения давления рабочего тела при сгорании топлива

$$\lambda_z = \frac{P_z}{P_c}.$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения  $\mu$  характеризует относительное увеличение числа молей рабочего тела в цилиндре при сгорании топлива, т.е. учитывает наличие остаточных газов до и после сгорания.

Температура рабочего тела в конце сгорания  $t_z$  определяется из уравнения сгорания

$$\frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma)} = \mu \cdot c_{p_{\text{прз}}} \cdot t_z - (c_{\text{вмс}} + 8,314 \cdot \lambda_z) \cdot t_c + 2,27 \cdot 10^3 (\mu - \lambda_z),$$

где:  $t_c = 7; -273^0\text{C}$ ;

$\xi$  - коэффициент эффективного выделения тепла до точки z (см.табл.1);

$c$  - средняя молярная теплоемкость при постоянном давлении продуктов сгорания жидкого топлива, определяемая при температуре  $t$ ;

$c_{vmc}$  - средняя молярная теплоемкость при постоянном объеме для воздуха, определяемая при температуре  $t_c$ .

Средние молярные теплоёмкости, кДж/(кмоль\*град.), определяются по следующим формулам. Воздух и двухатомные газы:

$$c_{vmc} = 20,93 + 2,093 \cdot 10^{-3} \cdot t_c;$$

продукты сгорания жидкого топлива при  $\alpha > 1,0$ :

$$c_{pmz} = 29,3 + \frac{2,135}{\alpha} \cdot \left(213,5 + \frac{92}{\alpha}\right) \cdot 10^{-5} \cdot t_z.$$

Температура  $t_z$  определяется из уравнения сгорания следующим способом. Задаётся температура  $t_z$  в первом приближении, например  $t_{z0} = 1500$  °С.

Вычисляется по формуле значение  $c_{pmz}$  и подставляется в уравнение сгорания, из которого вычисляется  $t_z$ . Если абсолютная величина  $|t_o - t_z| < 20$ , то последняя температура принимается в качестве решения. В противном случае полагается, что  $t_{r0} = t_z$ , и расчёт повторяется во втором приближении.

После вычисления  $T_z = t_z + 273$  К определяется степень предварительного расширения:

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda_z \cdot T_c}.$$

Так как по определению степень предварительного расширения

$$\rho = V_z / V_c, \text{ то } V_z = \rho V_c.$$

Заданное значение  $P_z$  и расчётные значения  $T_z$  и  $V_z$  полностью определяют параметры и положение точки  $z$  в координатах *давление*  $P$  - *объем*  $V$ .

Давление  $P_b$  и температура  $T_b$  рабочего тела в конце расширения (точка  $B$ ) определяются из соотношений:

степень последующего расширения продуктов сгорания

$$\delta_{(v)} = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\epsilon_{(v)}}{\rho};$$

$$P_b = P_z \frac{1}{\delta_{(v)}^{n_2}};$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta_{(v)}^{n_2-1}};$$

где  $Z_{(v)}$ - геометрическая  $\epsilon$  или действительная  $\epsilon$ , степени сжатия,

принимаемые в зависимости от тактности дизеля ( $\epsilon$  при  $\tau = 4$ ,  $\epsilon_v$  при  $\tau = 2$ );  $8^{\wedge} - 5$  при  $\tau = 4$  и  $8$ , при  $\tau = 2$ ;

$n_2$  - средний показатель политропы расширения продуктов сгорания

(задан, см. табл. 1).

Величина  $n_2$  зависит от интенсивности охлаждения цилиндра и его газоплотности.

После определения параметров характерных точек индикаторной диаграммы вычисляются показатели рабочего процесса.

Средним индикаторным давлением  $\bar{P}$  называется отношение работы газов за цикл  $L$  к рабочему  $V_h$  (четырёхтактный дизель,  $\tau = 4$ ) или полезному  $(1-V|/)-F_A$  (двухтактный дизель,  $\tau = 2$ ) объёму цилиндра. Среднее индикаторное давление соответствует высоте прямоугольника, основанием которого служит рабочий  $V_h$  (четырёхтактный дизель) или

полезный  $(1 - \lambda_i) \cdot V_h$  (двухтактный дизель) объём цилиндра, при этом площадь прямоугольника равновелика площади индикаторной диаграммы  $L$ . Расчетное среднее индикаторное давление, МПа, определяется по формуле:

$$P_{ip} = \frac{P_c}{\epsilon_{(v)} - 1} \cdot [\lambda_z \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda_z \cdot P}{n_2 - 1} \cdot (1 - \frac{1}{\delta_{(v)}^{n_2 - 1}}) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot (1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma - 1 (v)}})]$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла  $P$  меньше

расчетного  $P_{ip}$  вследствие наличия скруглений в точках  $c, z', z$  индикаторной диаграммы и в конце расширения, поэтому

$$P_i = \Phi_n \cdot P_{ip}$$

где  $\phi_{\pi}$  - коэффициент полноты диаграммы.

По опытным данным значения принимают:

- четырехтактный дизель  $\phi_{\pi} = 0,97-0,99$ ;

- двухтактный дизель:

прямоточно-щелевая продувка ( $\phi_{\pi} = 1,0$ ;

прямоточно-клапанная продувка  $\phi_{\pi} = 0,97-0,99$ ).

Для двухтактного дизеля среднее индикаторное давление, вычисленное для полезного рабочего объема цилиндра  $(1 - \lambda) \cdot V_h$ , следует отнести ко всему рабочему объему  $V_h$ , т. е.  $P_i = (p_{\text{ра}} \cdot P^{\wedge} \cdot (1 - \lambda))$ .

Индикаторная мощность дизеля, кВт,

$$N_i = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{\tau}$$

Индикаторным КПД  $\eta_i$ , называют отношение количества теплоты,

превращенной в полезную работу, к затраченному количеству теплоты. Этот КПД четырехтактного дизеля определяется по формуле:

$$\eta_i = 8,314 \cdot \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot P_i \cdot T_k}{Q_u \cdot \eta_v \cdot P_x}$$

Для двухтактного дизеля вместо  $\eta_v$  подставляем  $\Gamma_{\text{в,а}}$ . Удельный индикаторный расход топлива, кг/(кВт-ч),

$$b_i = \frac{3600}{Q_u \cdot \eta_i}$$

Эффективная мощность  $N_e$ , кВт, КПД  $\eta_e$  и удельный расход топлива  $b_e$ , кг/кВт-ч, определим из выражений:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m;$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m;$$

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m},$$

где  $\eta_m$  - механический КПД (задан, см. табл. 1).

Часовой расход топлива дизелем, кг/ч,

$$B = b_e \cdot N_e$$

Расход воздуха дизелем, кг/ч,

$$G_a = \phi \cdot \alpha \cdot L'_0 \cdot B,$$

где  $\phi$  - коэффициент продувки (см. табл. 1);  $L = L_0 \cdot \alpha$  от., кг воздуха / кг топлива. Здесь  $\mu$  - молекулярная масса воздуха;  $T_B = 28,96$ , кг/моль. Количество отработавших газов, кг/ч,

$$G_r = (1 + \phi \cdot \alpha \cdot L_0) \cdot B.$$

### 3.2. Построение индикаторной диаграммы рабочего процесса дизеля

Индикаторная диаграмма строится в координатах *давление P - объем V* (см. рис. 1). По оси абсцисс откладываются вычисленные ранее объемы  $V_c, V_i, V_a, \phi \cdot V_b$ , соответствующие положению характерных точек индикаторной диаграммы. Рекомендуется объемы откладывать в масштабе  $m_v = 0,05 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{мм}$ . По оси ординат откладываются вычисленные ранее давления, соответствующие характерным точкам индикаторной диаграммы (точки  $a, c, z, b$ ). Рекомендуется давление откладывать в масштабе  $m_p = 0,05 \text{ МПа}/\text{мм}$ . На осях абсцисс и ординат наносятся числовые шкалы объемов и давлений согласно выбранным масштабам. По значениям объемов и давлений находится положение характерных точек индикаторной диаграммы.

Для четырехтактного дизеля (см. рис. 1, а) в процессе наполнения цилиндра воздухом (линия  $z-a$ ) и выпуска отработавших газов (линия  $b-a-z$ ) условно принимается, что давление по линии  $z-a$  сохраняется постоянным, при этом  $P_z = P_a$ ; соединив точку  $a$  с точкой  $z$ , получим условное изображение процессов наполнения и выпуска. Для двухтактного дизеля (см. рис. 1, б) процесс газообмена изображается линией  $b-r-a$ , при этом также условно принимается, что  $P_z = P_a$ .

Далее необходимо определить координаты промежуточных точек политроп сжатия  $a-c$  и расширения  $z-b$ . Значения давлений  $P$  точек этих политроп при заданном текущем объеме  $V$  определяются по формулам: политропа сжатия

$$P = P_a \cdot \left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1};$$

политропа расширения

$$P = P_z \cdot \frac{1}{(V/V_z)^{n_2}}.$$

Задав значение текущего объема  $V$ , из приведенных соотношений определим давление  $P$ .

$$V = V_c + F_n S,$$

где  $F_n$  - площадь поперечного сечения цилиндра,  $m^2$ ;  $S$  - перемещение поршня от ВМТ, м.

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4},$$

где  $D$  - диаметр цилиндра, м.

Значение  $S$  в зависимости от угла  $\phi$  определяется по формуле, м:

$$S = R \cdot (1 - \cos \phi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2 \phi),$$

При заданном угле поворота коленчатого вала  $\phi$  текущий объем для дизеля с одним поршнем в цилиндре,  $m^3$ ,

где  $R$  - радиус кривошипа коленчатого вала, равный половине хода поршня  $S$  (см. табл. 1), м.

Для дизеля с ВДП, в котором верхний коленчатый вал отстает от нижнего на 12 град, поворота коленчатого вала, величина эквивалентного суммарного перемещения 2-х поршней, м, определяется по формуле

$$S_{\Sigma} = R \cdot (2 - \cos(\phi + \beta) - \cos(\phi - \beta) + \lambda \cdot (\sin^2(\phi + \beta) + \sin^2(\phi - \beta))) - 1,0926 \cdot 10^{-2} \cdot R \cdot (1,0028 + \lambda).$$

Для построения индикаторной диаграммы и последующих динамических расчетов все вычисления удобно свести в таблицу по нижеприведенной форме.

### Расчет политроп сжатия и расширения

$\phi$	2	a	Сжатие			Расширение	
			1	1	1	1	1

Столбец 1 - углы  $\phi$  поворота коленчатого вала от  $0^\circ$  до  $180^\circ$  через каждые  $15^\circ$ . Для дизеля с ВДП заносится угол, отсчитываемый от положения наибольшего сближения поршней.

Столбец 2 - перемещения поршня  $S(S_2 - S_1)$  - для дизеля с ВДП).

Столбец 3 - произведение  $F_n \cdot S$ , т. е. данные столбца 2 умножаются на  $F_n$ .

Столбец 4 - текущий объем цилиндра  $V$ , вычисленный как сумма

$V_c$  с данными столбца 3; очевидно, что при  $\varphi = 0^\circ$   $V = V_c$  а при  $\varphi = 180^\circ$

$$v = v_c + v_h.$$

Столбец 5 - отношение  $V_a IV$ , при этом для двухтактного дизеля ограничиваются только значением  $V_a IV > 1$ ; для четырехтактного дизеля это отношение соблюдается при всех  $\varphi$ .

$$\text{Столбец 6 } -(V_d/V)^{\eta_l}.$$

Столбец 7 - текущее давление  $P$  на линии сжатия, получаемое путем перемножения давления  $P_a$  на данные столбца 6.

Столбец 8 - отношение  $VIV_Z$ , где  $V$  берется из столбца 4, а  $V_Z$  определяется при расчете рабочего цикла.

$$\text{Столбец 9 } -\{VIV\}^l.$$

Столбец 10 - текущее давление  $P$  на линии расширения, получаемое путем деления  $P_2$  на данные столбца 9.

При заполнении таблицы необходимо учесть следующие очевидные положения, вытекающие из рис. 1:

если  $\varphi = 0^\circ$  (ВМТ или ВОМТ), то в столбце 7 давление  $P = P_c$ , т.к.

$$V = V_c \Rightarrow V_a/V = \varepsilon \Rightarrow P = P_a \cdot (V_a/V_c)^\eta = P_a \cdot \varepsilon^\eta = P_c;$$

если  $V < V_Z$ , то в столбце 10 принимается давление  $P = P_c$ ; для двухтактного дизеля при  $V > V_a$  давление  $P = P_a$ , а для четырехтактного

это соотношение соблюдается только при  $\varphi = 180^\circ$  (НМТ).

По значениям объемов  $V$  (столбец 4) и давлений  $P$  (столбец 7) строится линия сжатия индикаторной диаграммы, а по данным столбцов 4 и 10 - линия расширения.

По индикаторной диаграмме определяется среднее индикаторное давление  $P_i$ . С этой целью необходимо в начале определить площадь индикаторной диаграммы (рис. 2), заключенную между линиями

расширения и сжатия, т. е. в контуре  $a-c-z'-z-b-a$ . Площадь  $F_i$  в масштабе пропорциональна работе газов за цикл  $Ц$ .

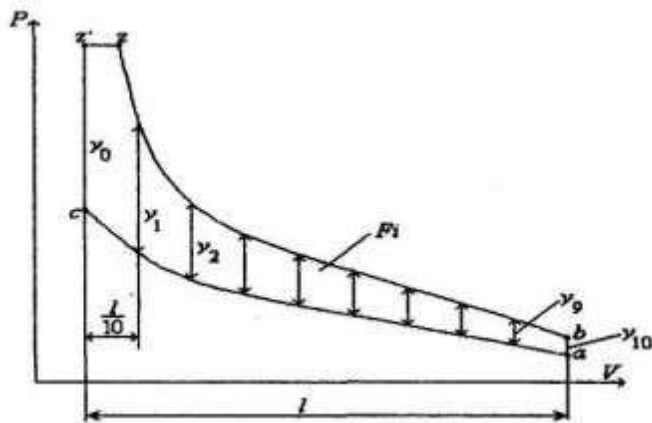


Рис. 2. Определение площади индикаторной диаграммы

Для вычисления площади  $F$ , отрезок  $l$  делится на 10 равных частей и

определяются величины ординат  $y_0, y_1, \dots, y_{10}$ , заключенных между линиями сжатия и расширения. Приближенное значение площади,  $\text{мм}^2$ , вычисляется по формуле трапеции:

$$F_i = \frac{l}{10} \left( \frac{y_0 + y_{10}}{2} + y_1 + y_2 + \dots + y_9 \right),$$

где  $l$  и  $y$  выражены в мм.

Средняя высота прямоугольника площадью  $F_i$  с основанием  $l$ , мм,

$$y_m = \frac{F_i}{l}.$$

Если на индикаторной диаграмме масштаб давлений соответствует

МПа  $\dots$ ,

величине  $m$ , то среднее индикаторное давление, МПа,

мм

$P = y_m \cdot m$ . Вычисленное таким способом значение  $P$  должно быть  $i \cdot m \cdot p$

близко к расчетному, определенному ранее, что указывает на правильность построения индикаторной диаграммы.

Допускается несовпадение этих значений в пределах  $\pm 0,05$  МПа.

### 3.3. Динамический расчет шатуно-кривошипного механизма

Детали шатуно-кривошипного механизма подвергаются действию сил давления газов внутри цилиндра, сил инерции поступательно и вращательно-движущихся масс, сил трения на поверхностях относительного скольжения и сил сопротивления со

стороны потребителя энергии.

Значение сил и моментов необходимо знать для расчета деталей на прочность, анализа надежности и долговечности узлов и деталей дизеля в эксплуатации, оценки уравновешенности дизеля, определения возможности возникновения недопустимых колебательных явлений и др.

При определении действующих сил и моментов целесообразно находить их удельные значения, т. е. отнесенные к  $1 \text{ м}^2$  площади поршня. Для определения величины полной силы или момента необходимо умножить удельную силу или момент на площадь поршня, выраженную в  $\text{м}^2$ .

Рассмотрим изменение удельных сил и моментов, действующих в шатунно-кривошипном механизме в зависимости от угла поворота кривошипа.

Суммарная удельная сила  $P_{\Sigma}$ , приложенная в центре поршневого пальца, МПа (рис. 3), определяется как алгебраическая сумма двух сил, т. е.

$$P_{\Sigma} = P_r + P_j,$$

где  $P$  - сила от давления газов на поршень;

$P_j$  - удельная сила инерции поступательно движущихся масс.

Положительными считаются силы, направленные от поршня к коленчатому валу.

Сила давления газов  $P_2$  алгебраически складывается из давления газов на поршень со стороны камеры сгорания  $P$  и давления воздуха со стороны картера  $P_0$ , т. е.

$$P_r = P - P_0,$$

где  $L^* 0,1$  МПа.

Зависимость изменения давления газов в цилиндре  $P$  от угла поворота кривошипа  $\alpha$  задана индикаторной диаграммой.

Удельные силы инерции поступательно движущихся масс, МПа, определяются по формуле

$$P_j = -10^{-6} \cdot \frac{M_{\Sigma n}}{F_n} \cdot j,$$

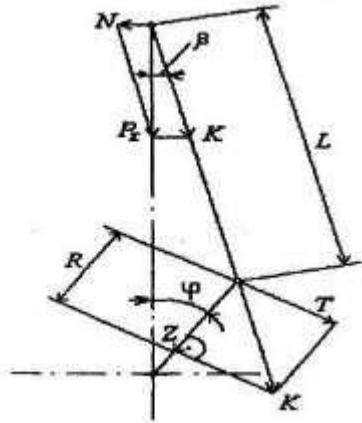


Рис. 3. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

где  $M_n$  - масса поступательно движущихся частей, кг;

$F_n$  - площадь поршня, м<sup>2</sup>;

Ускорение поршня  $j$ , м/с<sup>2</sup>, в зависимости от угла  $\varphi$  определяется по формуле

$$j = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi),$$

где  $\omega$  - угловая скорость коленчатого вала, с<sup>-1</sup>;  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ .

Масса  $M_{уп}$  включает массу комплекса поршня (поршень, вставка, палец, поршневые кольца и др.)  $M_n$  и часть массы шатуна, участвующей в поступательном движении,  $M_{шп}$  т. е.

$$M_{\Sigma n} = M_n + M_{шп}.$$

Масса шатуна делится на две части. Одна из них -  $M_{шп}$  считается сосредоточенной на оси поршневого пальца и относится к поступательно движущимся частям, а другая -  $M_{шв}$  - на оси кривошипа коленчатого вала и относится к вращающимся частям. Распределение масс производится по правилам разложения равнодействующей на две параллельные силы:

$$M_{шп} = M_{ш} \frac{l_c}{L};$$

$$M_{шв} = M_{ш} \frac{L-l_c}{L},$$

где  $L$  - длина шатуна между центрами верхней и нижней головок;  
 $l_c$  - расстояние от центра тяжести шатуна до центра кривошипной головки.

Для приближенных расчетов можно принять  $l_c/L \approx 0,3$ ;

Масса поступательно движущихся частей

$$M_{\Sigma n} \approx M_n + 0,3 \cdot M_{ш}.$$

Вычисление удельных сил рекомендуется свести в таблицу, форма которой приведена ниже.

### Расчет удельных сил

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

Столбец 1 - значения угла поворота коленчатого вала  $\phi$  от ВМТ (или от ВОМТ - для дизеля с ВДП) через 15 град, на интервале 0-720° -для четырехтактного дизеля и 0-360° - для двухтактного дизеля.

Столбец 2 - силы давления газов на поршень  $P$  в зависимости от угла  $\phi$ ; они берутся из расчета индикаторной диаграммы в соответствии с тактом; для тактов впуска и выпуска четырехтактного дизеля и процессов выпуска, продувки и дозарядки двухтактного дизеля приближенно

принимается  $P = P_a$ , совмещается угол  $\phi = 0^\circ$  с началом такта *горение -расширение*.

Столбец 3 - значения  $P_T$ , получаются путем вычитания из данных столбца 2  $\Delta P = 0,1$  МПа.

Столбец 4 - значения ускорения поршня/ с их знаками; для дизеля с ВДП следует брать ускорения для нижнего поршня.

Столбец 5 - значения  $P_i$ , вычисляемые по формуле, приведенной выше.

Столбец 6 - значения  $P_z$ , вычисляемые алгебраическим сложением данных столбцов 3 и 5.

Сила  $P_z$  (см. рис. 3) раскладывается на силу  $K$ , действующую вдоль оси шатуна, и силу  $N$ , направленную нормально к оси цилиндра. В свою очередь, сила  $K$ , перенесенная в центр шатунной шейки вала, раскладывается на тангенциальную силу  $T$ , действующую перпендикулярно кривошипу, и нормальную силу  $Z$ , направленную по кривошипу.

Из рис. 3 получаем следующие выражения для определения удельных сил:

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta;$$

$$K = P_{\Sigma} \frac{1}{\cos \beta};$$

$$T = P_{\Sigma} \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

$$Z = P_{\Sigma} \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \varphi).$$

Расчет удельных сил  $N$ ,  $K$ ,  $T$ ,  $Z$  выполняется следующим образом. В столбцы 7,9, 11 и 13 заносятся значения тригонометрических функций, а в столбцы 8, 10, 12 и 14 - значения сил, определяемых по приведенным формулам, при этом значение силы  $P_{\Sigma}$  берется из столбца 6. Далее строятся зависимости изменения сил  $P_r, P_j, P_z, N, K, T, Z$  от угла  $\varphi$ . При построении углы откладываются в следующем масштабе: при  $t = 4 \text{ м}_v = 2 \text{ град./мм}$ , при  $x = 2 \text{ /я}_9 = 1 \text{ град./мм}$ . Масштаб удельных

сил  $n_{\Sigma}$  принимается 0,1 МПа/мм или 0,05 МПа/мм.

Характер изменения удельных сил  $P_r, P_j, P_z, N, K, T$  и  $Z$  в зависимости от  $\varphi$  для четырехтактного дизеля показан на рис. 4-6.

Тангенциальная сила создает крутящий момент на валу двигателя  $M = T \cdot R - F_n$ , который изменяется в зависимости от угла поворота кривошипа. В многоцилиндровом дизеле происходит суммирование крутящих моментов отдельных цилиндров так, что полный крутящий момент затрачивается на преодоление момента сопротивлений на фланце отбора мощности.

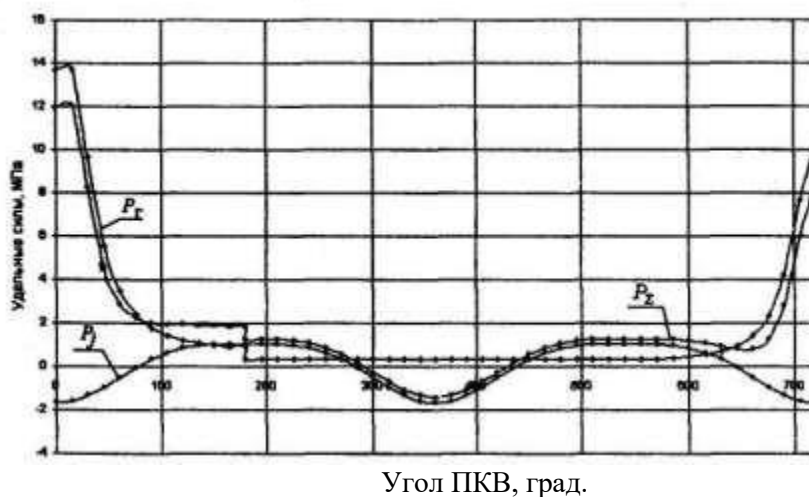


Рис. 4. Зависимость удельных сил  $P_r, P_j, P_z$  от угла поворота коленчатого вала

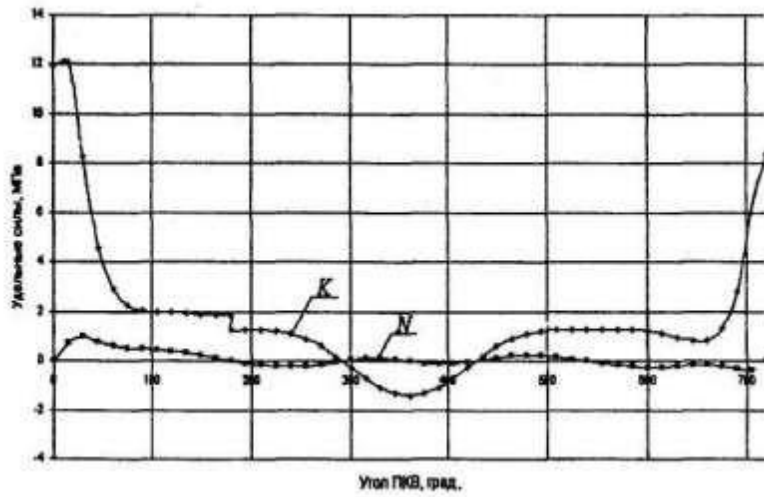


Рис. 5. Зависимость удельных сил  $K$  к  $Not$  угла поворота коленчатого вала

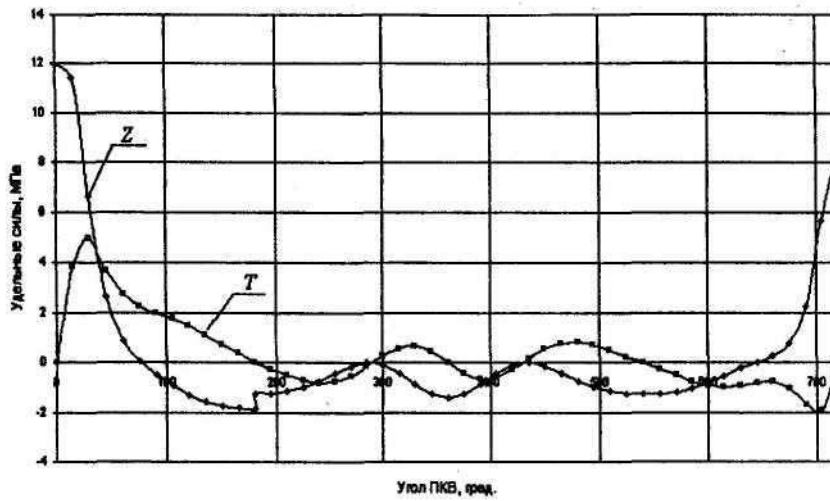


Рис. 6. Зависимость удельных сил  $T$  и  $Z$  от угла поворота коленчатого вала

#### 4. Библиографический список

1. *Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов* /А.Э.Симсон, А.З.Хомич, А.А.Куриц и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.:Транспорт, 1987. - 536 с.
2. *Тепловозные дизели типаД491* Е.А. Никитин, В.М. Ширяев, В.Г. Быков  
и др.; Под ред. Е.А. Никитина. - М.: Транспорт, 1982. - 255 с.
3. *Двигатели внутреннего сгорания: Тепловозные дизели и газотурбинные установки* / А.Э. Симеон, А.З. Хомич, А.А. Куриц и др. - М.: Транспорт, 1980. -384 с.
4. *Володин А.И.* Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. - М.:Транспорт, 1978. - 239 с.
5. *Тепловозные двигатели внутреннего сгорания и газовые турбины* Н.МГлаголев, АА.Куриц, В.В.Водолажченко и др. - 3-е изд., перераб. и доп. -М: Транспорт, 1973. - 336 с.

Учебное издание

Кудрин Михаил Юрьевич  
Кузнеченков Николай Сергеевич

**ТЕПЛОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Задание и методические указания к курсовой работе  
по дисциплине  
«Нагнетатели и тепловые двигатели»

Редактор и корректор  
Компьютерная вёрстка

Подписано в печать с оригинал-макета **01.04.04.**

Формат 60x84 1/16. Бумага для множ.апп. Печать ризография. Усл.печл. 1,5.

Уч.-изд.л. 1,4. Тираж .

Заказ 38А.

ФГБОУ ВПО ПГУПС, 190031, СПб., Московский пр.,9.

Типография ФГБОУ ВПО ПГУПС. 190031, СПб., Московский пр.,9.

